

Ilona Lainio

NURJAHDUSLASKENTA HYDRAULISYLINTERIEN MITOITUKSESSA

Kandidaatintyö
Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Ohjaaja: Heikki Kauranne, Fiellberg Oy & Ilari Laine
Tarkastaja: Ilari Laine
Huhtikuu 2021

TIIVISTELMÄ

Ilona Lainio: Nurjahduslaskenta hydraulisyliinterien mitoituksessa
Kandidaatintyö
Tampereen yliopisto
Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Huhtikuu 2021

Hydraulisyliinterien suunnitteluvaiheessa sylinterin osien mitoituksessa tulee varmistaa, että osat kestävät vahingoittumatta ulkoisen kuorman sylinteriin kohdistamat voimat. Ideaalitalanteessa sylinteri kokee vain aksiaalista vetävää ja puristavaa rasiitusta. Puristavan aksiaalisen rasiituksen kasvaessa tiettyä kriittistä kuormaa eli nurjahduskuormaa suuremmaksi sylinterin rakenne vääntyy äkillisesti, eli nurjahtaa.

Hydraulisyliinterin nurjahdus on vakava vikatila, joka voi aiheuttaa suuria vahinkoja, eikä sitä pitäisi koskaan käytännössä päästää tapahtumaan. Sylinterien mitoituksenvaiheessa tuleekin aina suorittaa sylinterin nurjahdustarkastelu tai muuten varmistaa sylinterin kestävyys puristavien voimien osalta.

Nurjahduskuorman määrittämiseksi on esitetty monia menetelmiä, jotka tuottavat vaihtelevalla tarkkuudella reaalitylannetta vastaavia tuloksia. Sylinterien nurjahdus on ideaalisen sauvan nurjahdukseen verrattuna hyvin kompleksinen tapahtuma, johon vaikuttavat monet hankalasti mallinnettavissa ja arvioitavissa olevat tekijät.

Teollisuudessa eniten käytössä olevia menetelmiä ovat Eulerin ja Tetmajerin yhtälöt sekä eri standardien tarjoamat laskukaavat. Eulerin ja Tetmajerin esittämät yhtälöt ovat hyvin yksinkertaistettuja menetelmiä ja perustuvat ainoastaan sylinterin pituuteen, kiinnitystapaan, iskunpituuteen, männänvarren halkaisijaan sekä kimmokertoimeen.

Standardeilla on teollisuuden suunnittelutehtävissä suuri rooli, koska ne toimivat vakuutena tuotteen turvallisuudesta ja laadusta. Hydraulisyliinterien mitoitusta käsittelevät muun muassa seuraavat standardit: SFS-ISO 6020, SFS-ISO 6022, ISO/TS 13725 sekä DNVGL-ST-0194 ja EN 1993-1-1. Näistä SFS-ISO-standardit esittävät laskennallisten menetelmien sijaan valmiita mitta-arvoja, joiden mukaan sylinteri voidaan mitoitaa ja valmistaa. Toisinaan sylinterien mitoitukseen tarvitaan kuitenkin enemmän suunnitteluvapautta ja tällöin mitoitusta täytyy pohjata kaavoja tarjoaviin dokumentteihin, kuten johonkin muista edellä mainituista standardeista.

Sylinterin nurjahdustarkasteluun sisältyvät epävarmuustekijät ja pienet, laskentaa monimutkaistavat virhelähteet ovat olleet monien tutkimuksien aiheena. Muun muassa kitkan vaikutuksia ja tiivisteiden kulumisen vaikutuksia on tutkittu ja onnistuttu mallintamaan sekä todistamaan niiden vaikutukset nurjahduskuormiin. Tietokoneiden laskentatehon mahdollistettua entistä monimutkaisempien numeeristen algoritmien käyttämisen, on erilaisilla FEA-menetelmillä saavutettu yhä tarkempia tuloksia nurjahduskuormille.

Eri tutkimusten ja niiden saavuttamien tulosten merkitys teollisuuteen on kuitenkin ollut vähäinen. Sylinterivalmistajat pohjaavat suunnittelunsa yhä vahvasti Eulerin ja Tetmajerin yhtälöihin sekä standardeihin, joissa esitettyjen menetelmien tarkkuus saattaa olla Euleria ja Tetmajeria hieman parempi, mutta jotka silti edelleen ovat pääosin hyvin yksinkertaistettuja.

Avainsanat: Hydraulisyliinteri, nurjahdus, nurjahduslaskenta, nurjahdusstandardi

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

ABSTRACT

Ilona Lainio: Buckling calculations in hydraulic cylinder dimensioning
Bachelor Thesis
Tampere University
Degree in Mechanical Engineering
April 2021

When designing and dimensioning hydraulic cylinder, it has to be considered that the different parts of the cylinder can handle the forces the external load imposes to the cylinder. In ideal situation, the cylinder only experiences axial pulling and compressing stress. When the compressing axial stress increases it eventually causes the cylinder to bend rapidly. This phenomenon is called buckling and the load value that needs to be exceeded for it to surface is referred as buckling load.

Buckling in hydraulic cylinder is a serious malfunction mechanism, which can cause great damage and it should be prevented in all occasions. When dimensioning the cylinder, buckling calculations always need to be executed or the load capacity needs to be evaluated some other way.

To define the buckling load of a cylinder, various methods have been proposed and they correspond with the real buckling load with varying accuracy. Buckling of a hydraulic cylinder includes various factors that are hard to model or predict and it is very complex event in comparison with buckling of an ideal rod.

In industry, the most used methods for buckling calculations are the Euler method, the Tetmajer equation and methods provided by different standards. The equations proposed by Euler and Tetmajer are far simplified and based on only the length, stroke and mounting of the cylinder and diameter, square moment and elastic modulus of the rod.

Standards have a great role in industry's design processes because by following them the safety and quality of the product can be guaranteed. Hydraulic cylinder dimensioning is defined for instance in following documents: SFS-ISO 6020, SFS-ISO 6022, ISO/TS 13725, DNVGL-ST-0194 and EN 1993-1-1. From these the SFS-ISO standards don't present any calculation methods but only provide already calculated dimensions on which the cylinder design and manufacturing can be based. In some cases, more flexibility is needed for the design and as a result the dimensioning needs to be based on documents that provide actual equations to follow in the design process. Apart from the SFS-ISO documents, the other standards mentioned above are usable for this purpose.

The different uncertainty factors and little error sources that complicate the calculations have been the subject of various studies. For instance, the effects of friction and wear of seals have been investigated and successfully modelled as well as their effect on buckling loads have been proved. The increased computing power of today has enabled even more accurate numeric algorithms to be implemented. Thus, different FEA-methods have reached much more accurate results for buckling loads of hydraulic cylinders.

In industry, however, the effect of different studies and their results has been minor. The cylinder manufacturers still base their design process strongly on methods provided by Euler, Tetmajer and different standards, which might be a bit more precise than Euler and Tetmajer but still very simplified.

Keywords: Hydraulic cylinder, buckling, kinking, buckling calculation, buckling standard

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

ALKUSANAT

Kiitän Fiellberg Oy:n Juha Elostä sekä Heikki Kaurannetta yhteistyöstä ja ohjauksesta tämän kandidaatintyön suhteen.

Tampereella, 19.04.2021

Ilona Lainio

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
2. HYDRAULISYLINTERIEN RAKENNE JA TOIMINTAPERIAATE	3
3. LUJUUSLASKENTA HYDRAULISYLINTERIEN SUUNNITTELUPROSESSISSA	5
4. NURJAHDUS	7
4.1 Ilmiön lujuusopillinen perusta	7
4.2 Hydraulisynterierien nurjahdukset ja nurjahdustarkastelu	10
4.3 Sovellusriippuvaiset epävarmuustekijät	12
5. EULERIN JA TETMAJERIN MENETELMÄT	15
5.1 Eulerin menetelmä	15
5.2 Eulerin menetelmän käyttö hydraulikassa	17
5.3 Eulerin menetelmän ongelmat ja epätarkkuudet	18
5.4 Tetmajerin yhtälö	18
6. HYDRAULISYLINTERIEN NURJAHDUSLASKENTASTANDARDIT	21
6.1 Hydraulikan standardointi Suomessa	21
6.2 ISO	22
6.3 DNV GL	23
7. VAIHTOEHTOISET LASKENTAMENETELMÄT	25
8. YHTEENVETO	27
LÄHTEET	29

KUVALUETTELO

Kuva 1.	<i>Hydraulisyylinteri yksipuolisella männänvarrella (Fiellberg 2021).</i>	3
Kuva 2.	<i>Kaksitoimisen differentiaalisen hydraulisyylinterin rakennekuva. (Kauranne et al. 2013, s.195)</i>	4
Kuva 3.	<i>Aksiaalisesti kuormitetun sauvan nurjahdus. a. alkutila, b. lopputila.</i>	7
Kuva 4.	<i>a. Joustavasti tuettu sauva, piirretty lähteen 10 perusteella. b. Kääntyneen sauvan vapaakappalekuva, piirretty lähteen (Salmi, Pajunen 2010, s.273) perusteella.</i>	9
Kuva 5.	<i>Sauvan nurjahdusmuotoja. (Ramasamy 2013)</i>	10
Kuva 6.	<i>Sylinterien kiinnitystapoja. (Kauranne et al. 2013, s.204)</i>	11
Kuva 7.	<i>Sylintereiden redusoidut iskunpituudet, muokattu lähteestä (Kauranne et al. 2013, s.205)</i>	12
Kuva 8.	<i>Eulerin tapaukset: a. Euler 1, b. Euler 2, c. Euler 3, d. Euler 4. Koostettu ja muokattu lähteestä (Salmi & Pajunen 2010 s.275 - 278)</i>	15
Kuva 9.	<i>Nurjahdusjännitys hoikkuuden funktiona Eulerin ja Tetmajerin yhtälöiden mukaisesti, muokattu lähteestä (ifme.ovgu.de, viitattu 18.04.2021)</i>	19

LYHENTEET JA MERKINNÄT

A	pinta-ala [m ²]
C_n	varmuuskerroin []
D	männän halkaisija [mm]
d	halkaisija [m]
d_1	sisähalkaisija [m]
d_2	ulkohalkaisija [m]
d_v	männänvarren halkaisija [mm]
E	kimmokerroin [GPa]
F	voima [N]
F_n	nurjahdusvoima [N]
I	neliömomentti [m ⁴]
I_1	synteriputken neliömomentti [m ⁴]
I_2	männänvarren neliömomentti [m ⁴]
K	jousivakio [N/m]
L	pituus [mm]
L_1	synteriputken pituus [m]
L_2	männänvarren pituus [m]
L_R	reduoitu iskunpituus [m]
L_n	nurjahduspituus [m]
M	momentti [Nm]
N	tukivoima [N]
p	paine [bar]
R_e	myötölujuus [MPa]
Z	pelkistyskerroin []
φ	kääntymiskulma [rad]
λ	hoikkuus []
λ_{cr}	kriittinen hoikkuus []

1. JOHDANTO

Hydraulijärjestelmiä käytetään laajasti monilla teollisuuden aloilla niin tehdasympäristöissä kuin liikkuvissa työkoneissa. Hyviä esimerkkejä käyttökohteista ovat kaivurit, erilaiset nosturit, lastaussillat ja paperikoneet.

Hydraulijärjestelmät ovat Pascalin lakiin perustuvia tehonsiirtoketjuja (Doddannavar et al. 2005, p.83), joissa käyttömootorin mekaaninen energia siirretään nesteen paine- ja kineettisenä energiana järjestelmän toimilaitteelle (Kauranne et al. 2013, s.4). Kaksi tavallisinta hydraulista toimilaitetta ovat hydraulisyylinteri lineaarisen ja hydraulimootori pyörimisliikkeen toteuttamiseen. Niille ominaista on hyvä teho-paino-suhde ja järjestelmillä pystytäänkin saavuttamaan verraten suuria voimia ja momentteja (Kauranne et al. 2013, s.3). Tämä asettaa vaatimuksia toimilaitteiden rakenteellisen kestävyuden huolelliselle suunnittelulle.

Hydraulisyylinterit on suunniteltu käsittelemään vain aksiaalisia voimia, eikä sylinteri näitäkään kuormia kestä rajattomasti. Sylinteriin kohdistuvien voimien kasvaessa, kuorma voi aiheuttaa männän varren nurjahduksen, eli äkillisen sivuttaissuuntaisen taipumisen, mikä on vakava vikatilanne ja voi saada aikaan suuriakin vahinkoja (Kauranne et al. 2013, s.204). Sylintereille sallittavat maksimikuormat on siis aina pystyttävä määrittämään tai kääntäen ilmaistuna mitoittamaan sylinteri kestävämmän tunnetut kuormat.

Tässä opinnäytetyössä tavoitteena on selvittää lukijalle hydraulisyylinterien mitoittamiseen sisältyvä männänvarren nurjahdustarkasteluprosessi sekä esitellä sen toteutustavat ja niiden rajoitteet.

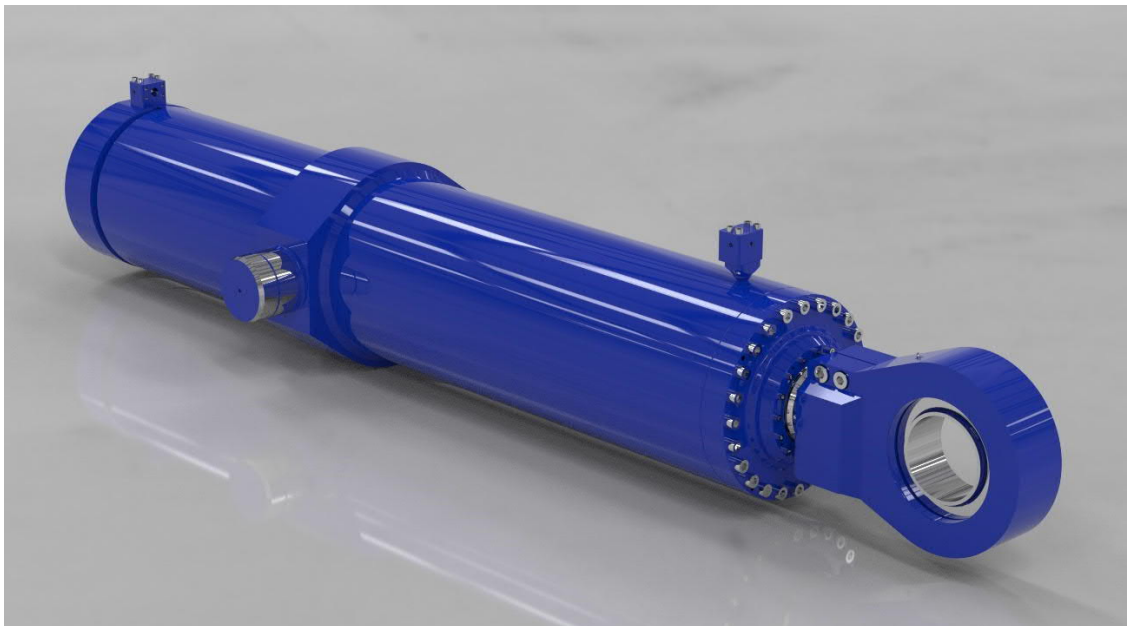
Työssä paneudutaan sylinterien männänvarren nurjahdukseen ja suunnitteluvaiheen nurjahdustarkasteluun. Aluksi esitellään lyhyesti hydraulisyylinterien perusominaisuuksia sekä tarkastellaan nurjahdusilmiötä yleisellä tasolla. Sen jälkeen paneudutaan männänvarren mitoittamiseen nurjahdustarkastelun näkökulmasta ja tarkastellaan menetelmiä sen suorittamiseksi. Työssä käydään läpi sekä paljon käytetty Eulerin menetelmä että mitoitusprosessia määrittäviä standardeja ja esitellään myös näiden rajoitteita, ongelmia ja epätarkkuuksia. Lopuksi tarkastellaan lyhyesti kirjallisuudessa esiteltyjä reaalityönteiden epävarmuuksien laskennallisia ennakoitimenetelmiä sekä vaihtoehtoisia nurjahdustarkastelumenetelmiä.

Nurjahdusta käsitellään tässä työssä ensisijaisesti sylinterien valmistusvaiheen eikä niinkään järjestelmäsuunnittelun näkökulmasta, vaikka sekin tosin tarpeellisessa laajuudessa mainitaan. Sekä standardi- että erikoismitoitettut sylinterit on otettu huomioon.

2. HYDRAULISYLINTERIEN RAKENNE JA TOIMINTAPERIAATE

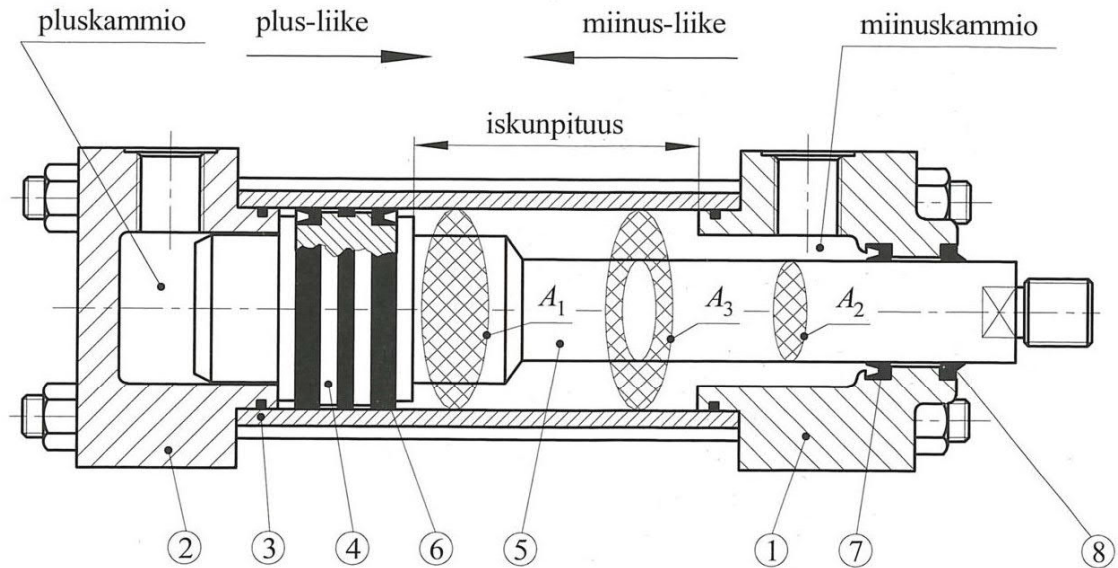
Hydraulisyylinteri on lineaarisen liikkeen toteuttamiseen tarkoitettu hydraulinen toimilaite, joka muuntaa hydraulisen tehon lineaariseksi liikkeeksi (Kauranne et al. 2013, s.195). Hydraulisyylinterin toiminta perustuu hydrostaattiseen paineeseen eli voiman vaikutuksen leviämiseen levossa olevassa nesteessä tasaisesti kaikkiin suuntiin. Hydraulisyylinterissä ulkoisen, mäntään kohdistetun voiman vastavoima on sylinterissä vallitsevan paineen mäntään aiheuttama vastakkaissuuntainen voima. Ulkoisen kuorman siirto pohjautuu jonkin nestetilavuuden tuomiseen sylinteriin. (Kauranne et al. 2013, s.201)

Sylinterit voidaan jaotella yksi- ja kaksitoimisiin sen mukaan, voidaanko sylinteriä ajaa ohjatusti molempiin liikesuuntiin tai symmetrisiin ja differentiaalsiin sekä teleskoopisylintereihin männänvarren geometriaan perustuen. Yleisin sylinterityyppi on kaksitoiminen differentiaalisylinteri (Doddannavar et al. 2005, p.85; Kauranne et al. 2013, s.198). Kyseisissä sylintereissä on yksipuolinen männänvarsi ja sitä voidaan ajaa ohjatusti molempiin liikesuuntiin. Differentiaalisia sylintereitä käytetään laajasti muun muassa monenlaisissa servohydraulijärjestelmissä (Kauranne et al. 2013, s.198) ja tässä työssä keskitytään tarkastelemaan nimenomaan tällaisia sylintereitä. Liikesuuntien ohjattavuuteen ei ole tarvetta ottaa kantaa. Kyseisenlainen sylinteri on esitetty kuvassa 1.



Kuva 1. Hydraulisyylinteri yksipuolisella männänvarrella (Fiellberg 2021).

Hydraulisyylinteri rakentuu karkeasti sylinteriputkesta, männästä ja männänvarresta. Sylinterissä on kaksi kammiota, jotka mäntä erottaa toisistaan. Männänvarren puoleiseen kammioon viitataan useimmiten miinus- tai B-kammiona tai alaindeksillä 2 ja vastaavasti männän varrettoman puolen kammioon plus- tai A-kammiona tai alaindeksillä 1. (Kauranne et al. 2013) Hydraulisyylinterin rakennekuva on esitetty kuvassa 2.



- | | |
|----------------------------|--------------------------------|
| 1. Etupääty liitännöineen | 5. Männänvarsi |
| 2. Takapääty liitännöineen | 6. Männän tiivisteet |
| 3. Sylinteriputki | 7. Männänvarren tiivisteet |
| 4. Mäntä | 8. Männänvarren pyyhkijärengas |

Kuva 2. Kaksitoimisen differentiaalisen hydraulisyylinterin rakennekuva. (Kauranne et al. 2013, s.195)

Sylinteriin kohdistuvat ulkoiset voimat kohdistuvat ensisijaisesti sylinterin männänvarreen. Näin ollen nimenomaan männänvarren käyttäytyminen rasituksen alaisena on tämän työn kannalta oleellista.

3. LUJUUSLASKENTA HYDRAULISYLINTERIEN SUUNNITTELUPROSESSISSA

Kun kyse on voimia kantavista tai siirtävistä rakenteista, niiden kestävyys tulee ottaa huomioon suunnitteluvaiheessa. Hydraulisynterien tapauksessa rakenneosiin kohdistuu sisäpuolella vaikuttavan paineen lisäksi myös männänvarren kautta vaikuttava ulkoinen kuorma. Hydrauliiikan sovelluksilla on mahdollista tuottaa hyvin suuriakin voimia (Kauranne et al. 2013, s.3), ja näin ollen paine sekä käsiteltävät kuormat kasvavat suureksi monissa sovelluksissa. Koska hydraulisyntereitä usein sovelletaan nostoliikkeiden toteuttamiseen, ja koska suuren voimakapasiteetin myötä kuormat ovat suuria, voivat myös onnettomuudet rakenteiden pettäessä olla katastrofaalisia (Bohman et al. 2017). Rakenteiden lujuusominaisuuksiin ja voimienkestokapasiteettiin on täten kiinnitettävä huomiota.

Kun kyseessä on järjestelmätason suunnittelu, pystytään järjestelmään sopiva hydraulisynteri valitsemaan tarvittavan voiman ja iskunpituuden sekä järjestelmälle määritellyn alustavan painetason perusteella. Voima F , iskunpituus L ja painetaso p ovat tyyppillisiä lähtökohtia sylinterin mitoittamiseen. Iskunpituus luonnollisesti määrää männänvarren pituuden, ja vaaditun voiman sekä painetason perusteella pystytään laskemaan männän halkaisija D sekä männänvarren halkaisija d_v . Myös pelkän hydraulisynterin suunnitteluprosessia tarkasteltaessa, suunnittelun perusvaiheessa määritetään sylinterin keskeiset mitat männälle ja männänvarrelle niin ikään voimien, työnopeuksien ja nurjahdustarkastelun perusteella (Roquet et al. 2018).

Männänvarren halkaisija riippuu iskunpituudesta sekä maksimikuormasta, joka sylinterin tulee pystyä kantamaan. (Keinänen, Kärkkäinen 2005, s.294; Kauranne et al. 2013, s.205; Chapple 2015, p.31). Usein männänvarren halkaisijan suhteen ei tarvitse suorittaa erillistä laskentaa, vaan sylinteri voidaan valita valmistajan datalehdillä esittämien taulukoiden ja käyrästöjen perusteella, kun sylinteriltä vaadittu maksimikuorma tiedetään (Kauranne et al. 2013, s.204). Mikäli käytössä ei ole käyrästöjä, ohjeistetaan männälle määrittämään minimihalkaisija nurjahdustarkastelun perusteella (Keinänen, Kärkkäinen 2005, s.294; Kauranne et al. 2013, s.204; Chapple 2015, p.31). Voidaan päätellä, että lujuusparametreista nurjahdus on nimenomaan kriittisin rakenteiden kestävyysliittyvä vikatilanne. Nurjahdukseen ilmiönä ja siihen liittyvään laskentaan syvennytään luvusta 4 alkaen.

Kun hydraulisylinterin voimien kestävyteen liittyvää laskentaa tarkastellaan sylinterivalmistajan näkökulmasta, on huomioonotettavia seikkoja nurjahduksen ohella monia. Sylinteriputken paksuus tulee määrittää kestävänsä sisällä vaikuttava paine. Korvakkeet, joista sylinteri kiinnitetään paikoilleen, ja niiden hitsaus tulee mitoittaa. Samoin tulee mitoittaa kokoonpanon kiinnitykset tarkoittaen esimerkiksi pohjan hitsauksia ja kierteiden mitoitusta männän ja varren korvan kiinnityksissä.

Sylinterien mitoitus on monilta osin standardoitua. Sylinterit valmistetaan joko standardin mukaisiin mittoihin tai kustomoidusti mitoitusohjeistuksiin tai standardeihin perustuen. Mitoitus voidaan perustaa esimerkiksi SFS ISO 6020 tai SFS ISO 6022 -standardeihin, joista ensimmäinen on matalan (160 bar) ja jälkimmäinen korkean (250 bar) painetaso sylintereille. Tällöin sylinterin mitoitukseen ei kuitenkaan jää loputtomasti liikkumavaraa, sillä standardit esimerkiksi antavat sylinterin sisähalkaisijoiksi vain arvot 50, 63, 80, 100, 125, 200, 250, 320, 400 ja 500. (SFS ISO 6020-1, 1987; SFS ISO 6022, 1987).

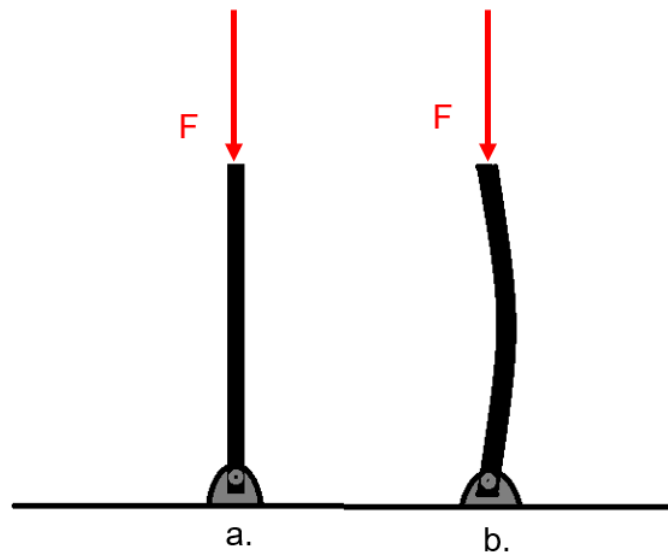
Joissain käyttökohteissa standardimitoitettut sylinterit eivät tarjoa riittäviä ominaisuuksia ja sylinterit joudutaan suunnittelemaan kustomoidusti tiettyyn sovelluskohteeseen. Esimerkiksi jos sylinteriltä vaaditaan erityisen suurta iskunpituutta, ei sopivaa toimilaitetta löydetä standardimitoitettusta valikoimasta. Tällöin myös lujuusominaisuuksiin liittyvä laskenta joudutaan suorittamaan sylinterivalmistajan toteuttamana kaikille sylinterin komponenteille. Myös näissä tapauksissa laskenta saattaa pohjata standardisoiuihin kaavoihin ja menetelmiin. Esimerkiksi meriteollisuudessa sylinterien mitoitukseen on määritetty ohjeet DNV-GL-luokkaluokituksessa, jotta valmistuvat alukset saavuttavat tietyn luottoluokituksen (DNVGL-ST-0194, 2019). Nurjahdustarkastelua ja sylinterien mitoitusta koskeviin standardeihin syvennyttään myöhemmin luvussa 6.

4. NURJAHDUS

4.1 Ilmiön lujuusopillinen perusta

Nurjahdus on erityisesti sauvarakenteissa esiintyvä ongelma, jossa rakenteeseen kohdistuvat aksiaalisesti puristavat voimat aiheuttavat rakenteen tasapainon menetyksen. Lopputuloksena on rakenteen vääntyminen. (Salmi & Pajunen 2010, s.275) Aksiaalisten puristavien voimien aiheuttama vääntyminen voi olla lineaarista tai epälineaarista. Lineaarissa tapauksessa rakenteen äkillistä epälineaarista deformaatiota ei tapahdu toisin kuin epälineaarissa tapauksessa. (Zhang et al. 2012) Tässä työssä nurjahduksella viitataan epälineaariseen aksiaaliseen vääntymiseen.

Nurjahduksia esiintyy monilla eri sovellusalueilla. Se voi tapahtua aina kantavista palkkirakenteista (Salmi & Pajunen 2010, s.271) maahan kaivettuihin putkilinjoihin, jolloin putket saattavat vääntymisen seurauksena nousta jopa maan pinnalle asti (Xifeng et al. 2020). Nurjahdusilmiö voiman F vaikutuksesta on havainnollistettu karkeasti kuvassa 3.



Kuva 3. Aksiaalisesti kuormitetun sauvan nurjahdus. a. alkutila, b. lopputila.

Yksinkertaistetusti kappale kestää nurjahtamatta sitä suurempia voimia, mitä suurempi on sen poikkipinta-ala, mitä lyhyempi se on ja mitä vahvemmasta materiaalista se on valmistettu. Reaalitilanteissa nurjahduskestävyyteen vaikuttavia seikkoja on kuitenkin useita.

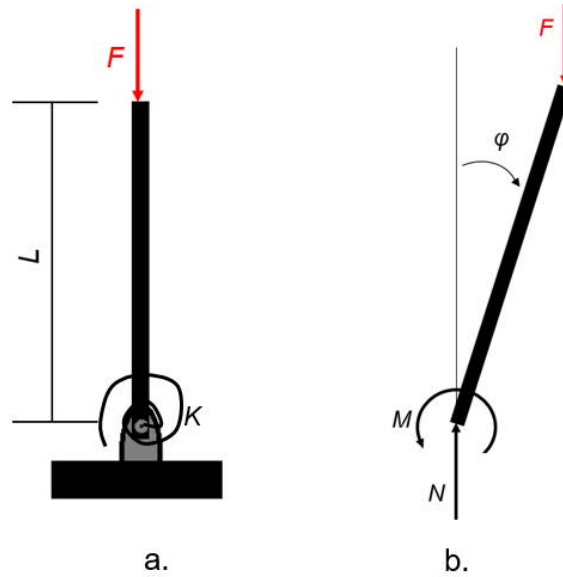
Kappaleen tasapaino on stabiili, mikäli se pyrkii aina palautumaan takaisin yhteen tiettyyn asemaan, tasapainoasemaan, mikäli sitä siitä poikkeutetaan. Nurjahdus tapahtuu,

kun kappaleen tasapaino kuormituksen vaikutuksesta muuttuu stabiilista indifferentiksi. Tällöin myös yhden tietyn tasapainoaseman viereiset asemat ovat tasapainoasemia, eikä tasapainoasemasta poikkeutettu kappale enää palaudukaan alkuperäiseen asemaansa, vaan jää uuteen tasapainoasemaan. (Salmi & Pajunen 2010, s.272)

Nurjahduksessa suora sauvarakenne on siis alkutilanteessa yhdessä stabiilissa tasapainoasemassaan, kunnes siihen kohdistuva puristava voima kasvaa riittävän suureksi saattaen rakenteen liikkeeseen. Tämän liikkeen päätteeksi sauva päätyy viereiseen tasapainoasemaansa, jossa sen muoto on taipunut. Tätä aksiaalisesti kuormitetun sauvan stabiiliusongelmaa kutsutaan myös nurjahdusongelmaksi. Vaikka tapahtuma onkin varsinaisesti dynamiikan ongelma, voidaan se perustella myös statiikan keinoin. (Salmi & Pajunen 2010, s.272)

Kun tarkastellaan aksiaalisesti keskeisesti kuormitetun sauvan nurjahdusongelmaa, sauvalle pystytään määrittämään Leonhard Eulerin vuonna 1744 esittämä staattinen kriteeri. Sen mukaan aksiaalisesti keskeisesti kuormitetun sauvan tasapaino muuttuu jollakin kuormituksen arvolla stabiilista indifferentiaaliksi, kuten edellä on kuvailtu. (Salmi & Pajunen 2010, s. 273).

Seuraavaksi esitetyt kaavat ja teoria pohjautuvat lähteeseen (Salmi & Pajunen 2010, s. 273). Tarkastellaan tilannetta, jossa L -pituisen, joustavasti tuettu sauva on kääntynyt voiman vaikutuksesta viereiseen tasapainoasemaan kulman $\varphi \neq 0$ verran. Sauvan alkuperäinen asema sekä vapaakappalekuva viereisessä tasapainoasemassa on esitetty kuvassa 4, jossa K on joustavan tuennan jousivakio, M tästä sauvaan kohdistuva momentti ja N alustan tukivoima.



Kuva 4. a. Joustavasti tuettu sauva, piirretty lähteen 10 perusteella. b. Kääntyneen sauvan vapaakappalekuva, piirretty lähteen (Salmi, Pajunen 2010, s.273) perusteella.

Sauvan vapaakappalekuvan 4.b. perusteella sauvan tasapainolle saadaan yhtälö

$$-FL \sin(\varphi) + M = 0, \quad (1)$$

jossa momentti M voidaan kirjoittaa tukijousen jousivakion K ja kääntymiskulman φ tulona. Kääntymiskulman ollessa hyvin pieni, vastaa sen sinin arvo tarpeeksi hyvin kulman arvoa ja tällöin voidaan kaava (1) kirjoittaa muotoon

$$-FL\varphi + K\varphi = \varphi(-FL + K) = 0. \quad (2)$$

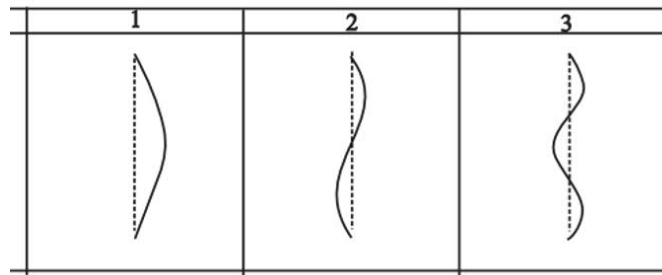
Jos ajatellaan, että kyseessä on tilanne, jossa sauva on rajatilanteessa, eli vain juuri ja juuri tasapainossa, on voima F se voima, jolla sauva nurjahtaa. Tätä voimaa kutsutaan nurjahduskuormitukseksi ja merkitään tässä F_n . Koska alussa määrättiin, että kääntymiskulma on jokin nollaa suurempi luku, seuraa yhtälöstä (2), että

$$-F_n L + K = 0 \quad (3)$$

eli

$$F_n = \frac{K}{L}. \quad (4)$$

Kuvan 3 esittämän tapauksen ohella sauva voi nurjahtaa myös useammalle mutkalle aallon kaltaisesti. Kuvan 3 esittämä tapaus on niin kutsuttu perusmuoto ja useampien, erisuuntaisten vääntymien tapauksia kutsutaan ylimuodoiksi ja niitä on periaatteessa rajaton määrä. Kolme ensimmäistä nurjahdusmuotoa on esitetty kuvassa 5.



Kuva 5. Sauvan nurjahdusmuotoja. (Ramasamy 2013)

Sauvan eri nurjahdusmuotoja vastaavista nurjahdusvoimista, muotoa 1 eli niin kutsuttua perusmuotoa vastaava nurjahdusvoima on pienin, joten muiden muotojen nurjahdusvoimia ei lähtökohtaisesti ole tarvetta tarkastella. Joskin kahden nurjahdusmuodon nurjahduskuormitusten ollessa lähekkäin, voidaan rakennetta luonnehtia häiriöherkäksi. (Salmi & Pajunen 2010, s.246)

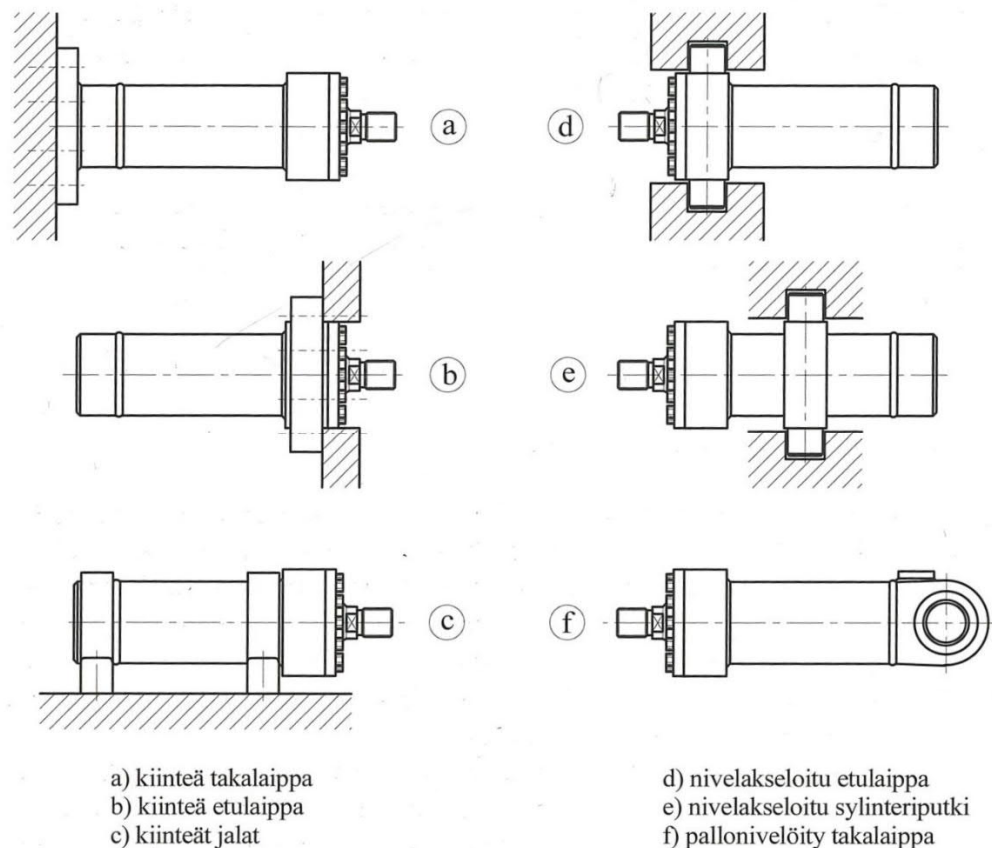
4.2 Hydraulisynterien nurjahdukset ja nurjahdustarkastelu

Hydraulisynteri kokee sekä puristavaa että vetävää rasitusta. Vetorasituksessa riskinä on männänvarren myötäminen, puristuksessa nurjahdus. Synterien tapauksessa kuitenkin käsiteltävät hoikkeudet ovat sellaisia, että rakenteiden vioittumiseen vetorasituksessa vaaditut voimat ovat niin suuria verrattuna synterin puristavien voimien kestävykseen, ettei niitä ole tarvetta tarkastella (Bohman et al. 2017). Männänvarsi on usein geometriansa vuoksi synterin heikoin osa, johon myös nurjahduskuorman aiheuttama deformaatio kohdistuu (Gamez-Montero et al. 2008). Synterin nurjahdustarkastelu onkin ensisijaisesti männänvarren nurjahdustarkastelu, jonka perusteella männänvarsi sitten mitoitetaan (Keinänen, Kärkkäinen 2005; Kauranne et al. 2013, s.205; Chapple 2015, p.31).

Geometrialtaan synteri voidaan yksinkertaistetussa tarkastelussa mieltää jotakuinkin sauvaksi, jonka pituus muuttuu männän edestakaisen liikkeen mukaan. Sauva- ja palkkirakenteiden tapaan männänvarsi nurjahtaa kriittisen kuorman vaikutuksesta ja tämä kuorma riippuu synterin pituudesta ja iskunpituudesta, männänvarren poikkipinta-alasta sekä synterin kiinnitystavasta ja materiaalista. Synteriputket kuten myös männänvarret valmistetaan tavallisimmin lujista teräksistä (Florescu et al. 2020).

Hydraulisynterit on suunniteltu kestävänsä vain aksiaalisia, ei sivuttaissuuntaisia voimia (Kauranne et al. 2013, s.204). Nurjahdustarkastelu yksinkertaistuu, kun männänvarteen oletetaan kohdistuvan vain nimenomaan aksiaalisia voimia. Reaalitilanteessa tämä ei kuitenkaan koskaan täysin toteudu ja sivuttaisia voimia ilmenee aina jossain laajuudessa (Doddannavar 2005, p.91).

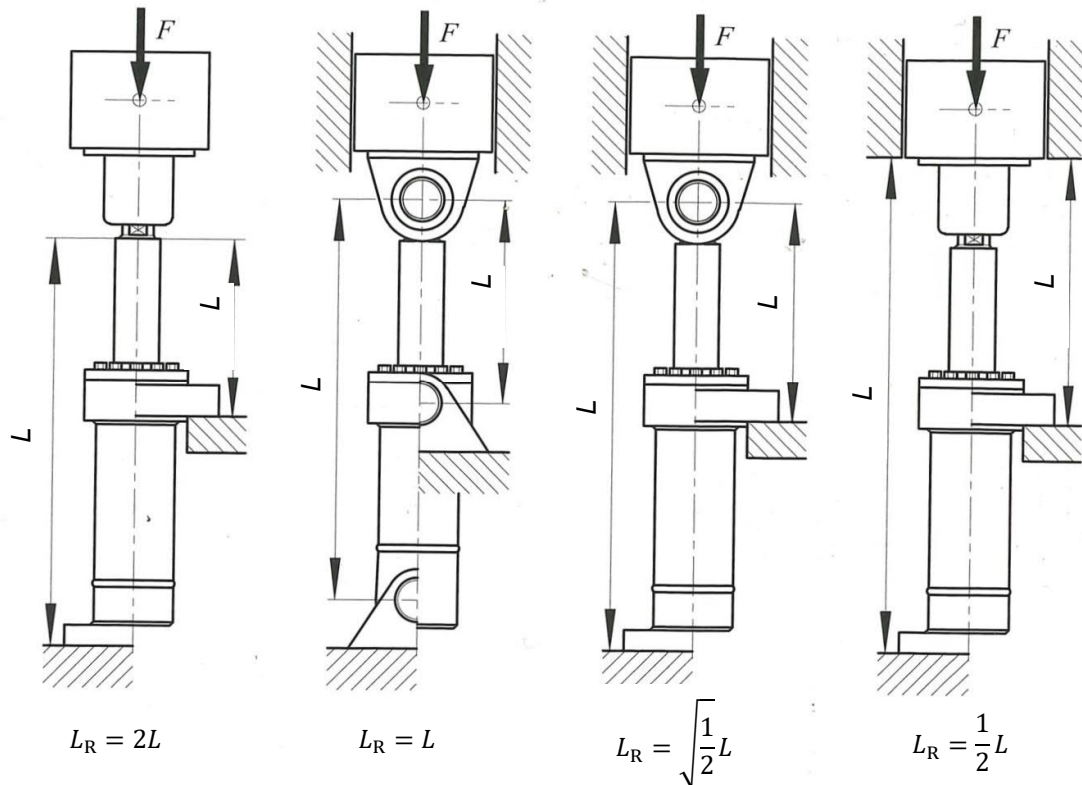
Sylinterin kiinnitystapa ja tukipisteet vaihtelevat sovelluksittain, jolloin myös nurjahduskestävyyteen vaikuttava pituus vaihtelee. Vaikka männänvarsi onkin se osa, joka sylinterissä nurjahtaa, voidaan laskennassa joutua ottamaan huomioon sylinteriputken ja ääriassennessaan olevan varren yhteispituus pelkän männänvarren pituuden sijaan (Kauranne et al. 2013, s.205). Tämä riippuu sylinterin tukipisteiden sijainnista. Sylinterien kiinnitystapoja on esitetty kuvassa 6.



Kuva 6. Sylinterien kiinnitystapoja. (Kauranne et al. 2013, s.204)

Kun esimerkiksi tarkastellaan kuvan 6 tapauksia a ja b, on a tapauksessa otettava huomioon pituus sylinteriputken ja männänvarren yhteispituus ja tapauksessa b ainoastaan männänvarren pituus.

Sen lisäksi, että huomioon otettava pituus riippuu kiinnitystavasta, sen perusteella määritetään sylinterille myös niin kutsuttu redusoitu iskunpituus L_R , joka on laskennassa ja sylinterin valinnassa lopulta käytettävä arvo. Myös sylinterivalmistajien käyrästöjä lu-kiessa tulee ottaa huomioon nimenomaan sylinterin redusoitu pituus, ei ainoastaan kiinnitystavasta perusteella määritetty pituus. Redusoitu iskunpituus riippuu sylinterin kiinnitystavasta sekä kuorman tuennasta, eli käytännössä sylinterin vapausasteista. (Kauranne et al. 2013, s.205) Redusoidun iskunpituuden kaavat eri tilanteille on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7. Sylinterien redusoidut iskunpituudet, muokattu lähteestä (Kauranne et al. 2013, s.205)

Koska nurjahdusta ei pidä päästää tapahtumaan käytössä olevissa järjestelmissä, sisältyy nurjahdustarkasteluun aina varmuusvaraa varmuuskertoimen C_n muodossa. Sylinterivalmistajien nurjahdusdiagrammit perustuvat yleensä kertoimen C_n arvoon 4, mutta varmuuskertoimen suuruus määritetään sovelluskohteen mukaan. Teollisuuden järjestelmissä se on yleensä 3 - 5 ja mobilehydrauliikassa 2 - 4. (Kauranne et al. 2013, s.205)

4.3 Sovellusriippuwait epävarmuustekijät

Sylinterin käyttökohteet, -ympäristö sekä rakenne sisältävät monia vaikeasti ennakoitavia elementtejä, joiden huomioon ottaminen matemaattisissa malleissa on hankalaa tai jopa mahdotonta. Jo pelkälle suoralle palkille nurjahduskuormaa määritettäessä joudutaan laskennassa tekemään yksinkertaistuksia ja tarkastelemaan joiltain osin ideaalita-pauksia. Sylinterin tapauksessa pelkästään sen rakenteesta syntyy epävarmuutta, ky-seessä on kuitenkin kahdesta erillisestä osasta, sylinteriputkesta ja männänvarresta koostuva rakenne, jossa osat eivät ole jäykästi kiinni toisissaan. Jos esimerkiksi tarkas-tellaan kuvan 5.a tapausta, tehdään nurjahdustarkastelua rakenteelle, joka suoran sau-van sijasta on puolet pituudesta sauvaa ja puolet pituudesta paineistettua putkea. Lisäksi nämä osat ovat tuettuna toisiinsa vain tiivistepintojen kautta; mäntä sylinteriputken sisä-pintaan ja männänvarsi sylinteriputken suuaukkoon. Joustavien tiivistemateriaalien

myötä sylinteriputken ja männän välillä on epäkeskisyyttä, jota muun muassa tiivisteiden kuluminen herkästi suurentaa. (Gamez-Montero et al. 2008) Sylinterin rakenteen voidaan todeta olevan todellisuudessa varsin kaukana suorasta sauvasta.

Reaalitilanteessa männänvarteen kohdistuvat voimat eivät koskaan ole täysin aksiaalisia (Doddannavar 2005, p.91), eikä niiden sivuttaiskomponentteja pystytä helposti määrittämään. Pelkästään sylinterin oma massa synnyttää tietyissä asennoissa sivuttaissuuntaista rasiitusta rakenteeseen. Myöskään sylintereitä itsessään ei ole suunniteltu sivuttaissuuntaisten voimien hallintaan (Kauranne et al. 2013, s.204).

Suurin osa primäärisesti nurjahduskestävyyden ennalta vaikeasti määritettäviin muutoksiin vaikuttavista tekijöistä johtuu käyttöympäristön olosuhteista ja sovelluskohteen suunnittelusta. Männänvarteen voi kohdistua iskuja tai sääolosuhteet saavat sen ennen pitkää ruostumaan. Sylinterin huonosti suunniteltu ja toteutettu kiinnitys voi altistaa sen huomattaville sivuttaisille voimille. Myös sylinterin asento vaikuttaa sen nurjahduskuormaan. Horisontaalisesti asennettu sylinteri nurjahtaa vertikaalisesti asennettua herkemmin, koska sylinterin oman massan vaikutus korostuu (Narvydas 2016).

Sylintereissä esiintyy myös rakenteellisia vikoja, kuten männänvarren epäsuoruutta. Rakenteen vinous pienentää sen nurjahduskuormaa (Xifeng et al. 2020; Gamez-Montero et al. 2009). Myös valmistusmateriaalin ominaisuuksilla ja niiden muutoksilla voi olla hankalasti mitattavia ja ennakoitavia haitallisia vaikutuksia nurjahduskestävyyteen. Jos männänvarressa esimerkiksi ilmenee korroosiota, sen nurjahduskuorma pienenee riippuen korroosioläikkien laajuudesta, syvyydestä ja sijainnista (Sun et al. 2019).

Nurjahdustarkasteluissa käsitellään usein tilannetta, jossa voimat oletetaan vakioiksi ja verrannollisiksi ainoastaan siirrettävän kuorman massasta, vaikka todellisuudessa ne riippuvat myös merkittävästi liikkeen muutosnopeuksista (Kauranne et al. 2013, s.200). Kuten jo dynamiikan peruslaki kertoo, tulee kappaleeseen sen liiketilän muuttamiseksi kohdistua kiihtyvyyden suuntainen kokonaisvoima. Kiihdytysten ja jarrutusten myötä paine sylinterissä nousee hetkellisesti tasaista liikettä tai staattista kuorman pitoa vastaavaa tilannetta korkeammaksi (Keinänen, Kärkkäinen 2005, s.256) ja luonnollisesti myös männänvarteen kohdistuvat voimat kasvavat hetkellisesti. Liikenopeuksista ja kiihtyvyyksistä riippuvat myös mäntään ja männänvarteen kohdistuvat kitkavoimat tiiviste-pinnoilla sekä vuodot näiden tiivisteiden yli (Kauranne et al. 2013, s.200). Sylinterin plus- ja miinusliikkeen muodostaman syklin aikana sylinterirakenteeseen todellisuudessa kohdistuvat voimat vaihtelevat monen tekijän myötä, ja mikäli sylinterin liikkeen kiihtyvyyksiä

tai muita muuttuvia tekijöitä ei määritetä, kohdistuu männänvarteen väistämättä laskennassa huomioon otettuja kuormia suurempia voimia. Tämän lisäksi myös tiheän ajosyklin on huomattu altistavan sylintereitä nurjahduksille (Sun et al. 2019).

Laskentamenetelmissä tehtyjen yksinkertaistuksien ohella monien tekijöiden huomataan tuottavan virhettä määritettyihin nurjahduskuormiin. Edellisessä luvussa 4.2 esitelty varmuuskerroin onkin täten välttämätön osa sylinterien nurjahdustarkastelua. Nurjahduskuorman todellisen arvon ja suurimman sallitun kuorman välille on välttämätöntä jättää reilusti marginaalia paitsi laskentamenetelmien epätarkkuuksille, myös yllättäville epävarmuustekijöille, jotta voidaan varmistaa sylinterien turvallinen toiminta. Useimmat sylinterivalmistajat perustavat mitoituksen nimenomaan yksinkertaisen laskentamenetelmän ja varmuuskertoimen käyttöön (Gamez-Montero et al. 2009).

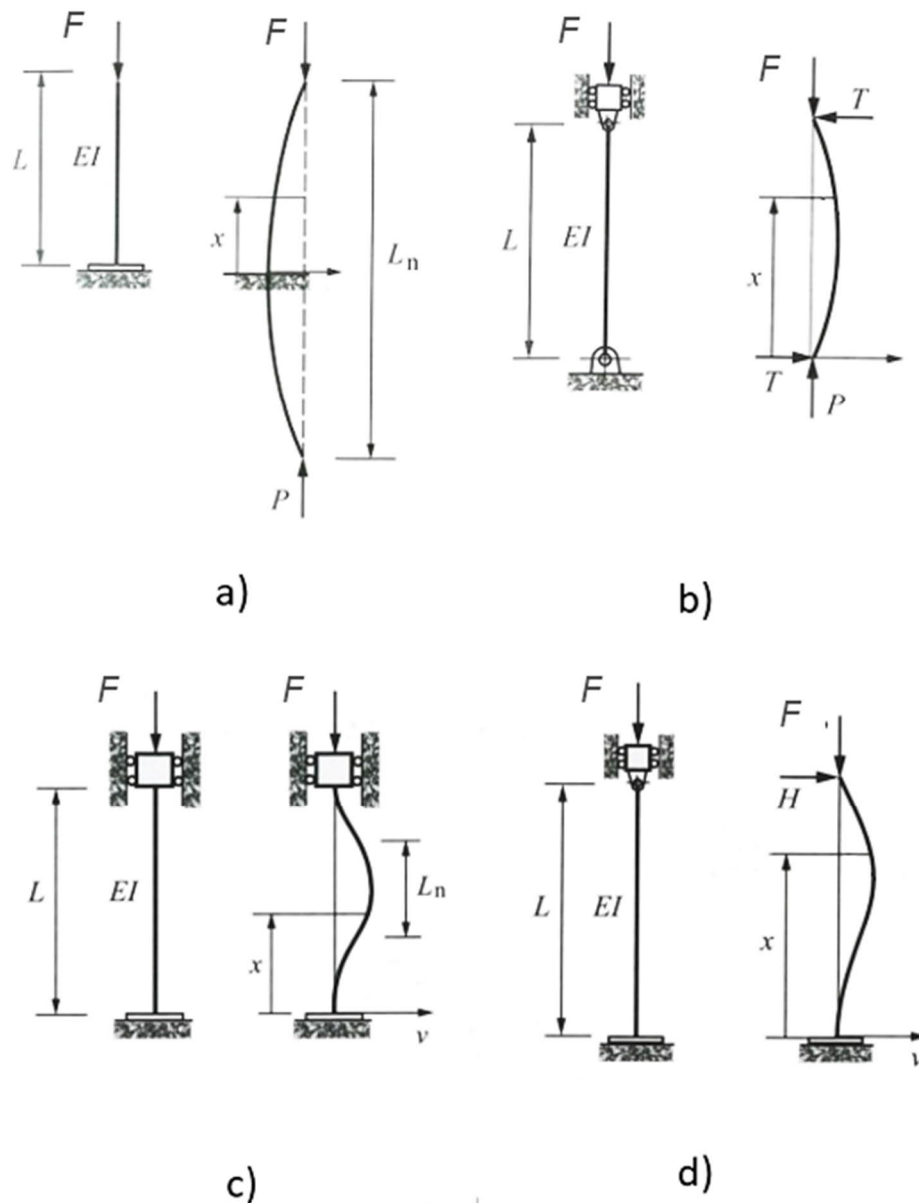
Vaikeasti ennakoitavat tekijät ovat lopulta syitä, jotka aiheuttavat nurjahduksia tositilanteissa. Onnettomuudet ja vikatilanteet johtuvat yleensä vaikeista työolosuhteista, intensiivisestä ajosyklistä sekä erisuurista aksiaalisista voimista (Sun et al. 2019).

Toisaalta epätarkoista laskentamenetelmistä, epävarmuustekijöistä ja varmuuskerrointen käytöstä seuraa, että sylinterit saattavat olla jopa liian kestäviä sovelluskohteisiinsa. Tämä johtaa painavampiin komponentteihin ja suurempiin valmistuskustannuksiin. Taloudellisista näkökulmista mahdollisimman tarkka mitoitusprosessi sekä sen mahdollistama optimaalinen mitoitus nurjahduskestävyyden suhteen olisi tavoiteltavaa.

5. EULERIN JA TETMAJERIN MENETELMÄT

5.1 Eulerin menetelmä

Luvussa 4.1 esiteltyn tasapainoasema-ajatteluun perustuen sveitsiläinen Leonhard Euler esitteli vuonna 1744 kuvassa 8 esitellyt neljä nurjahdustapausta suorille palkeille, niin kutsutut Eulerin nurjahdustapaukset, joiden kautta Euler on ottanut huomioon tuennan vaikutukset nurjahdukseen.



Kuva 8. Eulerin tapaukset: **a.** Euler 1, **b.** Euler 2, **c.** Euler 3, **d.** Euler 4. Koostettu ja muokattu lähteestä (Salmi & Pajunen 2010 s.275 - 278)

Kyseisten tapauksen nurjahduskuormille voidaan johtaa kaava

$$F_n = (n\pi)^2 \frac{EI}{L}, \quad (5)$$

jossa n on nurjahdusmuodon järjestysluku, E kimmokerroin, I poikkileikkauksen neliömomentti ja L palkin pituus. Koska halutaan tarkastella pienintä kuormaa, jolla palkki nurjahtaa, tulee tarkastella perusnurjahdusmuotoa, jolloin n saa arvon 1.

Laskennassa ei voida suoraan käyttää palkin pituutta, vaan niin sanottua nurjahduspituutta L_n , joka riippuu nurjahdusmuodon käännepestien välimatkasta ja tarkasteltavasta Eulerin tapauksesta eli sauvan tukipisteiden laadusta sekä tietenkin palkin varsinaisesta pituudesta L . (Salmi, Pajunen 2010, s.280) Tässä palkille määritettävä nurjahduspituus on luvussa 4.2 esiteltyä sylintereille määritettävää redusoitua iskunpituutta vastaava parametri, jonka avulla tukipisteiden laatu otetaan huomioon laskennassa. Koska halutaan selvittää pienin voima, jolla palkki nurjahtaa, myös tässä kohtaa ylimuodot voidaan jättää huomiotta ja näin nurjahduspituus lasketaan tarkasteltavan Eulerin tapauksen perusteella palkin pituudesta taulukon 1 mukaisilla kaavoilla.

Taulukko 1. Nurjahduspituudet Eulerin tapauksille. (Salmi & Pajunen 2010, s.280)

Euler I	$L_n = 2L$
Euler II	$L_n = L$
Euler III	$L_n = 0.699 L$
Euler IV	$L_n = \frac{L}{2}$

Kun kaava (5) esitetään nurjahduksen perusmuodolle nurjahduspituuden avulla, saadaan nurjahduskuormalle

$$F_n = \pi^2 \frac{EI}{L_n^2}. \quad (6)$$

Tulee huomata, että tässä esitetyt Eulerin tapaukset eivät kata läheskään kaikkia mahdollisia nurjahdustapauksia edes ideaalitapausten tasolla. (Salmi & Pajunen 2010, s.277)

Kimmokerroin E on materiaaliparametri ja siksi vakio. Poikkileikkauksen neliömomentti I puolestaan riippuu sauvan geometrian poikkileikkauksen muodosta ja massan etäisyydestä poikkileikkauselementin painopisteeseen (Salmi & Pajunen 2010, s.175). Pyöreälle umpinaiselle sauvalle neliömomentti saadaan kaavasta

$$I = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (7)$$

jossa d on sauvan halkaisija (Chapple 2015, p.31). Tästä voidaan myös johtaa suoraan ontolle pyöreälle sauvalle neliömomentin kaava

$$I = \frac{\pi(d_1^4 - d_2^4)}{64}, \quad (8)$$

jossa d_1 on sauvan ulkohalkaisija ja d_2 sen sisähalkaisija.

Sylinterin tapauksessa männänvarren poikkileikkaus on umpinainen ympyrä, jolloin neliömomentti lasketaan kaavan (7) mukaan ja mikäli sylinteriputken geometria otetaan huomioon, saadaan sille neliömomentti kaavasta (8). Onttoja ympyräpoikkileikkauksia tavataan myös männänvarsien kohdalla muun muassa teleskooppisylintereissä, jolloin myös männänvarren neliömomentin laskentaan tulee soveltaa kaavaa (8). Sovellusalue huomioon ottaen riittää täten, että esitellään ainoastaan edellä esitetyt kaavat ympyräpoikkileikkauksien neliömomenteille.

5.2 Eulerin menetelmän käyttö hydraulikassa

Eulerin nurjahdustarkastelukaavat ovat käytössä laajasti tekniikan eri aloilla (Narvydas 2016), myös hydraulikassa. Monet alan oppikirjat, mukaan luettuna Kauranne et al. (2013) ja Keinänen ja Kärkkäinen (2015) esittävät nimenomaan Eulerin kaavoja käytettäväksi männänvarren nurjahdustarkastelussa ja myös muun muassa Sun et al. (2019) on käyttänyt sitä tutkimuksessaan. Myös sylinterivalmistajat perustavat nurjahduslaskennan Eulerin tai sen kaltaisiin yksinkertaisiin menetelmiin sekä niiden yhteydessä käytettävään varmuuskertoimeen (Gamez-Montero et al. 2008).

Reaalitilanteisiin sovellettavissa kaavoissa on kaavasta (6) poiketen sisällytettynä myös luvussa 4.2 esitelty varmuuskerroin C_n ensisijaisesti luvussa 4.3 eritellyistä syistä. Tällöin varsinainen nurjahdusvoimalle käytettävä kaava on

$$F_n = \pi^2 \frac{E I}{C_n L_n^2}. \quad (9)$$

Kun neliömomentti kaavassa esitetään kaavan (7) mukaisesti kirjoitettu, saadaan kaava (9) muotoon

$$F_n = \pi^2 \frac{E \pi d^4}{64 C_n L_n^2}. \quad (10)$$

Suunnitteluvaiheessa tilanne on useimmiten se, että lähtötietona on voima, joka sylinterin tulee kestää. Yhtälöstä (10) tuntematon ratkaistava tekijä onkin näin ollen nurjahduskuorman sijasta männänvarren halkaisija.

5.3 Eulerin menetelmän ongelmat ja epätarkkuudet

Eulerin kaavan voi luonnehtia ennakoivan nurjahdusvoimia kohtuullisen hyvin (Bohman et al. 2017; Narvydas 2016), mutta saataviin tuloksiin sisältyy monia epävarmuuksia, joita on eritelty jo luvussa 4.3. Kaavan (10) perusteella huomataan, että Eulerin menetelmä ottaa huomioon ainoastaan männänvarren geometrian ja valmistusmateriaalin sekä sylinterin tuennan olettaen ne ideaalisiksi. Gamez-Montero et al. (2008) toteaa, että Euler ei myöskään ota kantaa sylinteriputken sisäisen paineen vaikutukseen ja esittää, ettei hydraulisyylinteriä voi nurjahduskuormaa määritettäessä käsitellä ideaalisena sauvana.

Vaikka Euler ottaa kantaa kiinnitysten sijaintiin ja vapausasteisiin, on selvää, etteivät Eulerin neljä nurjahdustapausta kata läheskään kaikkia mahdollisia nurjahdustapauksia. Sauvan tuenta ja kuormituspisteet huomioon ottaen eri variaatioita on lukuisia (Salmi & Pajunen 2010, s.280). Myöskään sylinterin asentoon ei oteta kantaa ja Eulerin kaavat jättävät huomioon ottamatta lisäksi sauvan geometriset viat lähtötilanteessa sekä kuormituksen mahdollisen epäkeskisyyden (Salmi & Pajunen 2010, s.280; Narvydas 2016). Näiden ohella huomioon ottamatta jäävät myös männänvarren ja ohjausholkin keskinäinen väly sekä kitkavoimat (Xiong-Hao et al. 2017).

Myös esimerkiksi horisontaalisesti asennettujen sylinterien kohdalla Eulerin menetelmään sisältyvä virhe kasvaa ja sylintereille, joilla on suuri hoikkuus, se tuottaa todellista suuremman nurjahduskuorman (Xiong-Hao et al. 2017). Hoikkuus λ on sauvan pituuden ja poikkipinta-alan halkaisijan suhdetta kuvaava yksikötön vakio, joka saadaan kaavasta

$$\lambda = \frac{4L}{d}, \quad (11)$$

jossa L on sauvan pituus ja d on halkaisija. Tietyillä hoikkuuksilla nurjahdus muuttuu plastiseksi muodonmuutokseksi, jolloin Eulerin kaavat eivät ole enää käyttökelpoisia nurjahduslaskennassa. (Yoshihara et al. 1998)

5.4 Tetmajerin yhtälö

Eulerin menetelmän heikkouksia on tutkittu ja yritetty kompensoida monilla eri teoreettisiin ja kokeellisiin tutkimuksiin perustuvilla menetelmillä. Eräs käytössä oleva Eulerin me-

netelmän laajennus on Tetmajerin yhtälö. Sitä käytetään nurjahduskuormien määrittämiseen sellaisille sauvoille, joille Eulerin yhtälö ei enää päde riittävän tarkasti sauvojen alhaisen hoikkuuden takia (Yoshihara et al. 1988) Hoikissa rakenteissa sauvan myötölujuus alkaa vaikuttaa sen nurjahduskäyttäytymiseen tietyllä kriittisellä hoikkuuden arvolla λ_{cr} , joka saadaan kaavasta

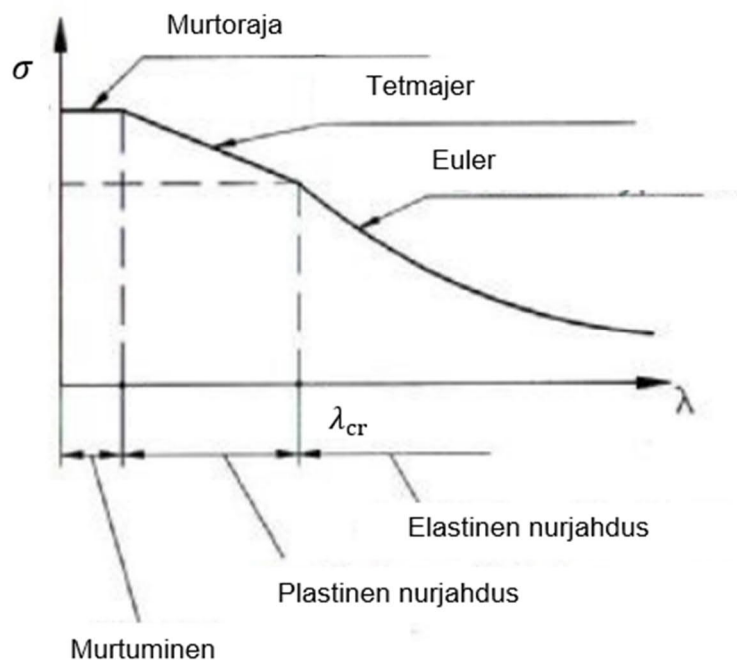
$$\lambda_{cr} = \pi \sqrt{\frac{E}{0.8 R_e}}, \quad (12)$$

jossa R_e on sauvan myötölujuus. Sauvan hoikkuuden, joka saadaan kaavasta (11), ollessa tätä kriittistä hoikkuutta pienempi, on Tetmajerin yhtälö pätevä nurjahduskuorman määrittämiseen. Tällöin nurjahduskuorma saadaan kaavasta

$$F_n = \frac{d^2 \pi (335 - 0.62 \lambda)}{4 C_n}, \quad (13)$$

jossa C_n on varmuuskerroin. (Narvydas 2016)

Kuvassa 9 on havainnollistettu Eulerin ja Tetmajerin yhtälöiden käyttöä eri hoikkuuden arvoilla esittämällä yhtälöiden mukainen nurjahdusjännitys kappaleen hoikkuuden funktiona. Käyrät kohtaavat kriittisen hoikkuuden arvolla, joka on sauvan materiaaliominaisuuksista riippuvainen ja määrittää rajan plastisen ja elastisen nurjahduksen välille.



Kuva 9. Nurjahdusjännitys hoikkuuden funktiona Eulerin ja Tetmajerin yhtälöiden mukaisesti, muokattu lähteestä (ifme.ovgu.de, viitattu 18.04.2021).

Muun muassa Bosch Rexroth tarjoaa sylinterikuvastoissaan Eulerin rinnalle nimenomaan Tetmajerin yhtälön ja ohjeistaa käyttämään niitä sylinterin hoikkuuteen perustuen: Euleria hoikkuuden ollessa suurempi ja Tetmajeria hoikkuuden ollessa pienempi kuin kriittinen hoikkuus. (Bosch Rexroth, viitattu 24.03.2021) Sekä Bosch Rexroth että Narvydas (2016) antavat varmuuskertoimelle arvon 3.5.

6. HYDRAULISYLINTERIEN NURJAHDUSLASKENTASTANDARDIT

6.1 Hydrauliiikan standardointi Suomessa

Standardit ovat tuotteiden spesifikaatioita ja testausta määritteleviä asiakirjoja, joiden tarkoituksena on varmistaa tuotteiden tarkoituksenmukaisuus, toimivuus ja turvallisuus. Suomessa standardoinnista vastaa Suomen Standardisoimisliitto SFS ry ja kansalliseksi standardiksi Suomessa hyväksytyin standardin tunnistaa SFS-etuliitteestä. Standardeja tuottavat erilaiset järjestöt kansainvälisessä yhteistyössä. Suomessa yleisimpiä näistä ovat kansainväliset ISO-standardit sekä eurooppalaiset EN-standardit. (SFS ry 2019)

Vaikka standardien käyttö ei lähtökohtaisesti ole pakollista, niihin voidaan viitata viranomaisten määräyksissä kuten EU-direktiiveissä, jolloin standardien noudattaminen on välttämätöntä, jotta tuotteet saisivat liikkua vapaasti Euroopan markkinoilla. Vaikka standardien noudattaminen ei olisikaan lain velvoittamaa, ovat ne silti hyödyllisiä ja useimmiten käytössä myös vapaaehtoisesti. (SFS ry 2019)

Maantieteellisten ja kansallisesti määriteltyjen laitosten ohella toimii muun muassa PSK-standardointi, joka tuottaa ISO- ja muihin standardeihin perustuen standardeja teollisuuteen. (PSK Standardisointiyhdistys ry, viitattu 23.03.2021) Se tarjoaa myös teollisuushydraulijärjestelmien suunnittelua ja hankintaa koskevat standardit PSK-6704 ja 6705, joissa sylinterien mitoittamiseen ei tosin ole annettu muuta kuin viittaukset sylintereitä koskeviin ISO-standardeihin. (PSK-6705 2006)

Hydrauliiikassa yleisimpiä Suomessa käytettyjä standardeja ovat ISO-standardit, joita käsitellään luvussa 6.2. SFS:n hyväksymien standardien lisäksi Euroopassa saattaa törmätä usein myös Saksan kansallisen standardointiyhdistyksen DIN-standardeihin.

Koska nurjahdus on pohjimmiltaan rakenteellisen kestävyuden ongelma, sitä käsitellään tarkemmin teräsrakenteita koskevissa standardeissa. Näissä yhteyksissä esille nousevia osapuolia ovat American Institute for Steel Construction (AISC) ja The European Convention for Construction Steelwork (ECCS). Lisäksi teräsrakenteiden turvallisuusvaatimuksia on käsitelty dokumentissa Eurocode 3 "Design of steel structures". (Bohman et al. 2016)

Mikäli sylinteri valmistetaan jonkin kolmannen osapuolen hyväksymismenettelyn mukaisesti, tulee sylinterin vaatimustenmukaisuudesta olla tarjolla asianmukaiset dokumentit

(North 2018). Varsinaisten kansallisten standardoimisjärjestöjen lisäksi suunnittelu voidaan perustaa myös muiden osapuolten tarjoamiin dokumentteihin ja käyttää niitä tuotteen turvallisuuden ja laadun vakuutena. Eräs esimerkki tällaisia standardidokumentteja tuottavasta organisaatiosta on DNV GL, joka tarjoaa riskienhallinnan ja laadunvalmistuspalveluita meri-, öljy-, kaasu- ja energiateollisuudelle. (DNV GL, viitattu 23.03.2021) Standardien tavoin myös tällaisen yleisesti teollisuudenalalla hyväksytyin laitoksen ohjeistukseen nojaaminen antaa kolmannen osapuolen vakuutuksen sylinterivalmistajan asiakkaalle tarjoaman tuotteen laadusta. DNV GL -standardien sisältöön tutustutaan syvemmin luvussa 6.3.

6.2 ISO

SFS:n julkaisuista hydraulikkaa järjestelmätasolla koskevia standardeja löytyy useampia, mutta nimenomaan sylintereitä määritteleviä, tällä hetkellä voimassa olevia standardeja ovat metristen, differentiaalisylinterin yleiset mitoitusohjeet, jotka löytyvät standardeista SFS ISO 6020 ja SFS ISO 6022. Näistä 6020 käsittelee 160 barin ja 2022 250 barin painetason sylintereitä. Nämä standardit esittävät valikoiman mittoja, joita noudattaen sylinteri voidaan suunnitella, mutta eivät tarjoa liikkumavaraa kyseisten mittojen ulkopuolelle. Myöskään laskennallisia perusteluja nimenomaisille mitoitusarvoille ei esitetä. Kullekin männän halkaisijalle tosin on yhden männänvarren halkaisijan arvon sijasta annettu 4 - 40 millimetrin vaihteluväli, jonka sisältä halkaisijan arvo voidaan valita. Sylinterin eri kiinnitystapoja ja niihin liittyvää mitoitusta on myös käsitelty. (SFS-ISO 6020 1987; SFS-ISO 6022 1987) Standardin SFS-ISO 6022 sylinterille esittämät yleiset mitat on esitetty taulukossa 2, jossa D on männän halkaisija, d_v männänvarren halkaisija ja L sylinterin iskunpituus.

Taulukko 2. SFS-ISO 6022 mukaiset perusmitat differentiaalisylintereille.

D (mm)	50	63	80	100	125	160
d_v (mm)	32 - 36	40 - 45	50 - 56	63 - 70	80 - 90	100 - 110
L (mm)	240	270	300	335	390	460
D (mm)	200	250	320	400	500	
d_v (mm)	125 - 140	160 - 180	200 - 220	250 - 280	320 - 360	
L (mm)	540	640	750	755	900	

Huomionarvoista on, että nurjahdustarkasteluun tai kyseisten sylinterien voimakapasiteettiin ei suoranaisesti oteta kantaa. Koska sylinterien työpaineet kuitenkin on määriteltä, pystytään teoreettiset maksimivoimat laskemaan männän halkaisijan ja painetason

perusteella. Luonnollisesti voidaan olettaa kyseisten mittojen mukaisen ja kyseisellä painetasolla käytettävän sylinterin kestävän tätä maksimivoimaa vastaavat kuormat.

Hydraulisyliinterien nurjahdustarkastelua on käsitelty erikseen standardissa ISO/TS 13725. Menetelmä perustuu pääasiassa Fred Hoblittin julkaisuun ”Critical buckling load for hydraulic actuating cylinders”, joka julkaistiin vuonna 1950. Kyseisessä standardissa laskentaan sisällytetään monia sellaisia seikkoja, jotka Eulerin menetelmä sylinterien kohdalla sivuuttaa. Sylinteriä ei käsitellä sauvankaltaisena rakenteena, vaan sen todellisen geometrian mukaisesti. Myös ei-akksiaaliset voimat sekä männän ja männänvarren välinen epäkeskisyys otetaan huomioon samoin kuin sylinterin oma paino. Menetelmää voidaan myös soveltaa sylinterin kiinnitystavasta riippumatta kaikkiin tapauksiin. Tähänkin menetelmään sisältyy varmuuskerroin, joka on valmistajan itse määriteltävissä ja tulee ilmoittaa tuotespesifikaatioiden yhteydessä. (ISO/TS 13725 2001) Huolimatta laajenuksista, joita ISO/TS 13725 sisältää Eulerin menetelmään verrattuna, ei sekään ota huomioon muun muassa kitkamomenteja sylinterin ja männänvarren laakeripinnoilla, rakenteellisia epätäydellisyyksiä tai tiivisteiden kulumista (Gamez-Montero, 2009). Standardin sisältöä ei voida käsitellä tässä tarkemmin, sillä se ei ollut tämän työn tekijän saatavilla koko laajuudessaan.

Standardijulkaisuista hydraulisyliintereihin ja hydraulijärjestelmiin kytkeytyvät nimenomaan hydraulisyliintereitä ja muita yksittäisiä komponentteja koskevien standardien lisäksi muun muassa tiettyjä sovellusalueita varten laaditut turvallisuusstandardit sekä valmistusmateriaalien ominaisuuksia määrittelevät standardit. Näitä on eri toimijoiden puolesta laadittu lukuisia eri sovellusalueille.

6.3 DNV GL

DNV GL käsittelee hydraulisyliinterien suunnittelua standardissa DNVGL-ST-0194. Kyseinen standardi kattaa sekä perussuunnittelun että materiaalivalinnat, valmistuksen ja testauksen. Se on suunniteltu sovellettavaksi sylintereihin, joita käytetään DNVGL:n standardien mukaisissa laiva-, öljy tai kaasuteollisuuden laitteissa. (DNVGL-ST-0194 2019)

Eulerin menetelmän tapaan DNVGL-ST-0194 perustaa nurjahduskuorman laskennan kimmokertoimeen, neliömomenttiin sekä sylinterin pituuteen. Eulerista poiketen se kuitenkin ottaa huomioon myös sylinteriputken geometrian. Standardissa määritellään pelkistyskerroin (reduction factor) Z , joka saadaan kaavasta

$$Z = \frac{L_1}{I_1} + \frac{L_1}{I_1} + \left(\frac{1}{I_2} - \frac{1}{I_1} \right) \cdot \frac{L}{2\pi} \cdot \sin \left(2\pi \frac{L_1}{L} \right), \quad (14)$$

jossa l_1 on sylinteriputken ja l_2 männänvarren neliömomentti, L kokonaispituus sylinterin kiinnityksestä männänvarren päähän ja L_1 sylinteriputken ja L_2 männänvarren osuus tästä pituudesta. Neliömomentit saadaan luvun 5.1 kaavoista (7) ja (8). Varsinainen nurjahduskuorma saadaan kaavasta

$$F_n = \frac{E \pi^2}{L Z}, \quad (15)$$

joka pätee sellaisenaan sylintereille, jotka on kiinnitetty yksinkertaisesti molemmista päistään. Muille kiinnitystapauksille tulee pituus määrittää redusoituna iskunpituutena, kuten luvussa 4.2 on esitetty. Varmuuskertoimelle annetaan alarajaksi arvo 4. (DNVGL-ST-0194) Verrattuna Kauranne et al. (2013) varmuuskertoimille esittämiin vaihteluväleihin DNV GL:n antama alaraja on jokseenkin suuri.

Standardin DNVGL-ST-0194 liitteissä esitetään myös vaihtoehtoinen, monimutkaisempi kaava nurjahduskuorman laskennalle. Se ottaa huomioon sylinterin oman painon, ohjauspintojen pituudet, männänvarren leikkausmoduulin, männänvarren päädyn silmukan halkaisijan, männän ja sylinteriputken välisen välyksen, kitkan sylinterin kiinnityksessä sekä sylinteriputken ja männänvarren myötölujuuden. Standardissa myös tarvittavalle varmuuskertoimelle on annettu ohjeelliseksi alarajaksi 2.7, minkä perusteella sen voidaan jo suoraan sanoa olevan kaavaa (15) tarkempi. (DNVGL-ST-0194) Näiden tietojen nojalla voidaan olettaa, että kyseinen menetelmä onkin tässä työssä tähän mennessä mainituista tarkin.

Toinen DNVGL-ST-0194:n liitteissä esitetty nurjahduslaskentamenetelmä perustuu standardin EN 1993-1-1 nurjahduskäyrään. Se määrittää erikseen nurjahduskuorman sylinteriputkelle ja männänvarrelle ottaen huomioon muun muassa myötölujuuden vaikutuksen sekä hoikkuuden. Lopullinen nurjahduskuorma sylinterille on sylinteriputkelle ja männänvarrelle erikseen määritetyistä raja-arvoista pienempi.

7. VAIHTOEHTOISET LASKENTAMENETELMÄT

Hydraulisyliinterien voimakapasiteettiin liittyvä tutkimus on ollut runsasta jopa viimeiset 50 vuotta ja julkaisuissa on käsitelty laajasti luvussa 4.3 mainittujen tekijöiden vaikutuksia nurjahduskuormiin sekä kehitetty menetelmiä näiden tekijöiden huomioon ottamiseksi laskennassa. Hoblit, joka vuonna 1950 esitti menetelmän sylinterien nurjahduslaskentaan, oli kenties ensimmäinen, joka käsitteli hydraulisyliinteriä sen varsinaisen rakenteen mukaan olettamatta sitä ideaaliseksi sauvaksi. (Gamez-Montero et al. 2009)

Viimeaikaisemmissa julkaisuissa muun muassa Gamez-Montero et al. (2008) sekä Baragetti & Villa (2016) esittelevät matemaattisen mallin kitkamomenttien vaikutuksen sekä männänvarren ja sylinteriputken välisen kulman vaikutuksen huomioon ottamiseksi. Baragetti & Villa (2016) ovat sisällyttäneet malliin myös tiivisteiden kulumisen vaikutukset. Näiden ohella kyseisiä tekijöitä on tutkittu ja mallinnettu muissakin tutkimuksissa. (Gamez-Montero et al. 2008).

Näillä usein merkityksettömiksi oletetuilla tekijöillä on todistettu olevan huomattavaa merkitystä nurjahduskuormiin. Esimerkiksi Gamez-Montero et al. (2008) todistivat kitkamomenttien vaikutuksen merkittäväksi nurjahduksen kannalta vertaamalla kokeellisia tuloksia laskennallisiin. Kitkat huomioon ottavalla menetelmällä laskettu kuorma vastasi paremmin kokeellisesti määritettyä nurjahduskuormaa kuin kitkavoimat huomioon ottamatta jättävällä menetelmällä saatu tulos.

Nykypäivän kehittyneiden tietokonesovellusten myötä suurin osa suunnittelutyöstä tapahtuu muun muassa Computer Aided Design (CAD) -työkaluilla ja niitä myös halutaan hyödyntää komponenttien suunnittelussa. Tästä syystä erilaiset Finite Element Models (FEM) -työkaluilla suoritettavat Finite Element Analysis (FEA) -analyysit ovat nousseet lujuuslaskennan apuvälineiksi. (Narvydas 2016) Erilaisiin FEM-menetelmiin perustuvat mallit ovat olleet aiheina myös monissa hydraulisyliinterien nurjahduksia käsittelevissä julkaisuissa.

Näillä numeerisiin algoritmeihin perustuvilla menetelmillä on saavutettu huomattavasti yksittäisiin kaavoihin perustuvaa nurjahdustarkastelua tarkempia tuloksia (Narvydas 2016). Menetelmät kuitenkin vaativat kyseessä olevan kohteen syöteparametrien tarkkaa määrittämistä ennen kuin menetelmää pystytään todella soveltamaan. Mitä monimutkaisempi laskennan kohde on, sitä vaativampaa on näiden syöteparametrien määrittäminen. (Florescu et al. 2020)

Narvydas (2016) vertaili tutkimuksessaan Eulerin ja Tetmajerin yhtälöiden tuottamia tuloksia FEA-menetelmillä saatuihin nurjahduskuormiin. Laskenta suoritettiin sekä lineaarisella että epälineaarilla FEA-menetelmällä, joiden tarkempiin yksityiskohtiin ei tässä mennä. Taulukossa 3 on esitetty eri nurjahduslaskentamenetelmillä saatujen tulosten keskinäinen vertailu, kun muuttujana on sauvan hoikkuus.

Taulukko 3. Narvydaksen (2016) esittämiä tuloksia eri laskentamenetelmille.

Nurjahdusrasitus (MPa)				
Hoikkuus	Euler	Tetmajer	FEA, lineaarinen	FEA, epälineaarinen
113	153	-	142	131
101	192	-	180	165
91	227	-	217	191
85	272	-	251	213
79	-	286	-	273
72	-	290	-	271
66	-	293	-	283
60	-	297	-	295
Ero epälineaariseen FEA-menetelmään (%)				
113	17	-	8.4	0
101	16	-	9.1	0
91	19	-	13	0
85	29	-	17	0
79	-	21	-	0
72	-	7	-	0
66	-	3.5	-	0
60	-	0.7	-	0

Taulukon 3 tulokset osoittavat, että Eulerin menetelmällä saatu tulos poikkesi jopa 29 % epälineaarilla FEA-menetelmällä saadusta tuloksesta, kun hoikkuuden arvo oli 85. Eulerin laskentatarkkuus heikkenee, mitä lähempänä sauvan hoikkuus on kriittisen hoikkuuden arvoa, joten Tetmajerin yhtälön käyttäminen on hyvinkin perusteltua sellaisille geometrioille, joiden hoikkuusluku (kaava 11) on alhainen.

Vaikka nurjahduskuormien tarkkaan määrittämiseen on kiinnitetty tutkimuksissa paljon huomiota ja vaikka monia Eulerin menetelmää tarkempia menetelmiä on saatavilla, on näillä tutkimuksilla ja julkaisuilla ollut vain vähän vaikutusta teollisuuteen. Näitä tarkempia menetelmiä on hyödynnetty lähinnä luvussa 6.2 mainitussa ISO/TS 13725 -standardissa. Vaikka kyseinen menetelmä ottaa huomioon monia sellaisia tekijöitä, joita Euler ei, on silläkin puutteensa ja se myös perustuu Hoblittin jo yli 50 vuotta sitten esittämiin tutkimustuloksiin. (Gamez-Montero et al. 2009)

8. YHTEENVETO

Hydraulisyylinterien suunnitteluvaiheessa sylinterin osien mitoituksessa tulee varmistaa, että sylinterin eri osat kestävät vahingoittumatta ulkoisen kuorman sylinteriin kohdistaman voiman. Ideaalilanteessa sylinteri kokee vain aksiaalista vetävää ja puristavaa rasitusta. Puristavan aksiaalisen rasituksen kasvaessa tiettyä kriittistä kuormaa, eli nurjahduskuormaa, suuremmaksi sylinterin rakenne lopulta vääntyy, eli nurjahtaa.

Tässä työssä tarkasteltiin nurjahduskuorman määrittämiseksi yleisesti käytettyjä Eulerin ja Tetmajerin yhtälöitä sekä hydraulisyylinterien mitoitusta käsittelevien standardien tarjoamia nurjahdustarkastelutyökaluja. Näiden menetelmien todettiin olevan hyvin epätarkkoja hydraulisyylinterien nurjahduskuormien määrittämisessä. Sylinterien nurjahdus on ideaalisen sauvan nurjahdukseen verrattuna kompleksinen ilmiö, joka sisältää monia vaikeasti mallinnettavissa olevia tekijöitä, jotka näissä edellä mainituissa menetelmissä sekä standardeissa jätetään lähes järjestään huomioon ottamatta.

Eulerin ja Tetmajerin esittämät yhtälöt perustuvat ainoastaan sylinterin redusoituun, eli kiinnitysten perusteella määritettyyn iskunpituuteen, männänvarren geometriaan sekä kimmokertoimeen. Tetmajerin yhtälö on eräs Eulerin laajennuksista ja se ottaa huomioon myös sylinterin pituuden ja halkaisijan suhteen eli hoikkuuden, ja se päteekin Eulerin menetelmää paremmin rakenteille, jotka eivät ole hoikkia, eli joiden hoikkuusluku on alhainen.

Standardeilla on teollisuuden suunnittelutehtävissä suuri rooli, koska ne toimivat vakuutena tuotteen turvallisuudesta ja laadusta. Hydraulisyylinterien mitoitusta käsittelevät muun muassa standardit SFS-ISO 6020, SFS-ISO 6022, ISO/TS 13725 sekä DNVGL-ST-0194 ja EN 1993-1-1. Näistä SFS-ISO-standardit eivät esitä mitoituksen perustaksi kaavoja, vaan suoraan valmiita mittataulukoita, joiden mukaan sylinteri voidaan mitoittaa ja valmistaa. Toisinaan sylinterien mitoitukseen tarvitaan kuitenkin enemmän suunnitteluvapautta ja tällöin mitoitus täytyy pohjata kaavoja tarjoaviin dokumentteihin. Näistä ISO/TS 13725 sisältää Hoblitin menetelmään perustuvat kaavat nurjahduslaskentaan ja DNVGL-ST-0194 puolestaan Eulerin kaltaisen menetelmän, jossa Eulerista poiketen on otettu huomioon myös sylinteriputken geometria. DNVGL-ST-0194 esittelee lisäksi liitteissään kaksi tarkempaa ja samalla monimutkaisempaa menetelmää nurjahduslaskennan toteuttamiseksi. Toinen näistä on suoraan standardin EN 1993-1-1 mukainen. Nämä DNVGL-ST-0194:n liitteissä esitetyt menetelmät ottavat huomioon jo varsin monia ominaisuuksia, jotka eivät sisälly Eulerin menetelmään, kuten sylinterin oma paino.

Sylinterin nurjahdustarkasteluun sisältyvät epävarmuustekijät ja pienet, laskentaa monimutkaistavat virhelähteet ovat olleet monien tutkimusten aiheena. Muun muassa kitkan vaikutuksia ja tiivisteiden kulumisen vaikutuksia on tutkittu ja onnistuttu mallintamaan niiden vaikutukset nurjahduskuormiin. Tietokoneiden laskentatehon mahdollistettua entistä monimutkaisempien numeeristen algoritmien käyttämisen, on erilaisilla FEA-menetelmillä saavutettu yhä tarkempia tuloksia nurjahduskuormille.

Eri tutkimusten ja niiden saavuttamien tulosten merkitys teollisuuteen on kuitenkin ollut vähäinen siitäkin huolimatta, että tarkempi nurjahduskuormien tunteminen mahdollistaisi pienempien varmuuskertoimien käytön ja johtaisi kevyempiin sylintereihin sekä säästöihin materiaali- ja valmistuskustannuksissa. Sylinterivalmistajat pohjaavat suunnittelunsa yhä vahvasti Eulerin ja Tetmajerin yhtälöihin sekä standardeihin, joissa esitettyjen menetelmien tarkkuus saattaa olla Euleria ja Tetmajeria hieman parempi, mutta jotka ovat silti edelleen pääosin hyvin yksinkertaistettuja. Lisäksi on huomattava, että muun muassa DNVGL-ST-0194 esittää kaksi tarkempaa menetelmää vasta liitteissään, eikä varsinainen ehdotettu menetelmä eroa Eulerista kovinkaan paljoa.

Lopputuloksena voidaankin päätellä, että Eulerin ja muiden radikaalisti yksinkertaistettujen menetelmien rooli hydraulisylinterien nurjahduslaskennan toteutuksessa on vahva ja vakaa. Epätarkkuudestaan huolimatta niillä saatavat tulokset ovat lopulta tyydyttävän tarkkoja varmuuskertoimen kanssa käytettäviksi ja yksinkertaisuus tekee niistä mitoitusprosessin kannalta tehokkaita. Kirjoittaja ei kuitenkaan näe huomattavia esteitä tarkempien laskentakaavojen käyttöönotolle ja hyödyntämiselle sylinterien nurjahduslaskennassa, etenkin kun huomioon otetaan tietokoneohjelmistojen nykyinen laskentateho ja monipuolisuus. Tarkempia menetelmiä käytettäessä pystyttäisiin takaamaan sylinterien turvallisuus pienemmillä varmuuskertoimilla ja välttämään ylimitoitusta.

LÄHTEET

Baragetti, S. & Villa F., (2016). Effects of Geometrical Clearances, Supports Friction, and Wear Rings on Hydraulic Actuators Bending Behavior. Mathematical Problems in engineering, Hindawi Publishing Corporation. Vol. 2016.

Bohman E., Israelsson P. & Roberts W. (2017). Learn how optimisation of steel for piston rods can improve the economics of hydraulic cylinders. Ovako AB, Ruotsi

Bosch Rexroth. Hydraulic Cylinders with Tie Rod Design, Series CDT3...Z; CGT3...Z; CST3...Z. p. 54. Saatavilla [Industrial Hydraulics \(boschrexroth.com\)](https://www.boschrexroth.com). Haettu 11.03.2021.

Chapple, P. (2015). Principles of hydraulic system design, New York Momentum Press. Second edition. pp.29-34, ISBN : 1-60650-453-3

DNVGL-ST-0194 (2019). Hydraulic Cylinders. DNV GL. Edition October 2019. Saatavilla <https://rules.dnvgl.com/ServiceDocuments/dnvgl/#!/industry>. Haettu 21.03.2021.

Doddannavar, R., Barnard, A. & Ganesh, J. (2005). Practical hydraulic systems operation and troubleshooting for engineers and technicians. Newnes, Oxford. 1. painos. pp.83-92. ISBN: 9780750662765

Florescu, V., Mocanu, S., Rece, L., Cătălin M. D., Gherghina A. & Burlacu A. (2020). Design Contributions to the Elaboration of New Modeling Schemes for the Buckling Assessment of Hydraulic Actuators. MDPI, Metals 2020, 10, 1143; doi:10.3390/met10091143

Gamez-Montero P.J., Salazar E., Castilla R., Freire J., Khamashta M. & Codina E. (2008) Friction effects on the load capacity of a column and a hydraulic cylinder. Elsevier Ltd. International Journal of Mechanical Sciences. Vol.51. pp.145–151.

Gamez-Montero P.J., Salazar E., Castilla R., Freire J., Khamashta M. & Codina E. (2009) Misalignment effects on the load capacity of a hydraulic cylinder. Elsevier Ltd. International Journal of Mechanical Sciences. Vol.51. pp.105–113.

ifme.ovgu.de. großübung stabilität, elastische knickung, Eulerfälle. Haettu 18.04.2021. Saatavilla https://www.ifme.ovgu.de/ifme_media/TM/pdf/zusatzmaterial/ab_stabilitaet-p-3580.pdf. p.4

ISO/TS 13725 (2001). Standardi. Hydraulic fluid power – Cylinders – Method for determining the buckling load. ISO. Haettu 21.03.2021. Saatavilla www.sis.se. pp.1-5.

- Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. (2013). Hydrauliteknikka. Sanoma Pro Oy, Helsinki. 2. painos. ISBN: 978-952-63-0707-7. s.3-4 ja 195-206.
- Keinänen, T. & Kärkkäinen, P. (2005). Automaatiojärjestelmien hydraulikka ja pneumatiikka. WSOY, Helsinki. 1. painos. ISBN : 951-0-29881-6. s.256 ja 293-294.
- Narvydas, E. (2016). Buckling strength of hydraulic cylinders – an engineering approach and finite element analysis. *Mechanika*. Vol.22 (6), p.474-477.
- North, S. (2018). Differences Between Standard and Custom-Made Cylinders. *Hydraulics & pneumatics*. Vol.71 (3). p.38.
- PSK-6705 (2006). Standardi. Teollisuushydraulijärjestelmän suunnittelu ja hankinta, järjestelmän komponentit. PSK Standardisointiyhdistys ry. Saatavilla <https://psk-standardisointi.fi/standardit/>. Haettu 20.03.2021.
- PSK Standardisointiyhdistys ry. PSK esittely. Saatavilla <https://psk-standardisointi.fi/psk/yleista/>. Haettu 20.03.2021.
- Ramasamy, V., Junaid & Basha A. M. (2013). Buckling Load Analysis of a Hydraulic Cylinder. *International Journal on Design and Manufacturing Technologies*. Vol.7 (2). p.22-28.
- Roquet P., Gamez-Montero J., Castilla R., Raush G. & Codina E. (2018). A Simplified Methodology to Evaluate the Design Specifications of Hydraulic Components. *Applied sciences*. Vol.8 (9). p.1612
- Salmi, T. & Pajunen, S. (2010). Lujuusoppi. Pressus Oy, Tampere. s.271-281, 422. ISBN: 978-952-9835-67-6.
- SFS ISO 6020-1 (1987). Standardi, Hydraulikka ja pneumatiikka. Sylinterit yksipuolisella männänvarrella. 160 bar sarja. Osa 1: keskisarja. Suomen Standardoimisliitto, SFS ry.
- SFS ISO 6022 (1987). Standardi, Hydraulikka ja pneumatiikka. Sylinterit yksipuolisella männänvarrella. 250 bar sarja. Suomen Standardoimisliitto, SFS ry.
- SFS ry (2019). Miniopas standardeista. Suomen Standardoimisliitto. Saatavilla <https://sfs.fi/palvelut/oppimateriaalit-ja-oppilaitosyhteistyo/#Meilt%C3%A4>. Haettu 21.03.2021
- Sun, Q., Chen, Z., Ding, L., Feng, D., Wang, Z. & Tu, Y. (2019). Buckling Failure Analysis of Hydraulic Cylinder Rod on the Flap Institutions for Power Catwalk. Springer US, New York. Practical failure analysis. Vol.19 (2). pp.561-569.

Xifeng, K., Guo, X., Qilei, W., Liang Q. & Fang, Z. (2020). The Critical Buckling Load of Column under Axial Compressive Force. IOP Publishing. IOP conference series. Materials Science and Engineering. Vol.794 (1). p.12075

Xiong-Hao, C., Duan-Wei, S., Shuang-Yang, Y., Xiang-Yu, Z., Zhi-Lin, S., Ji, Z. & Yang, L. (2017). Stability analysis of large slenderness ratio horizontal hydraulic cylinder. IOP publishing. IOP conference series. Materials Science and Engineering. Vol.231 (1). p.12179.

Yoshihara H., Ohta M. & Kubojima Y. (1998). Prediction of the buckling stress of intermediate wooden columns using the secant modulus. Springer Japan, Tokyo. Journal of wood science. Vol.44 (1). pp.69-72.

Zhang, D., Wang, B. & Liu, F. (2012). Analysis about slender rod of buckling response. International Conference on Intelligent System Design and Engineering Applications. pp.114-116